

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 58-166159  
 (43)Date of publication of application : 01.10.1983

(51)Int. Cl. F16H 21/18  
 F16H 37/12

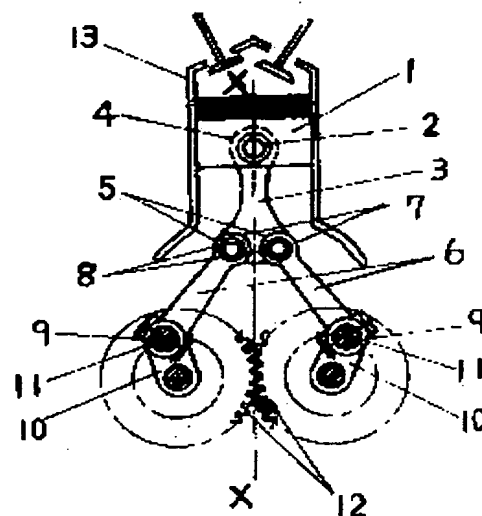
(21)Application number : 57-050569 (71)Applicant : SHIMONO YUKIO  
 (22)Date of filing : 27.03.1982 (72)Inventor : SHIMONO YUKIO

## (54) CHANGING MECHANISM FOR RECIPROCATING MOTION AND ROTATIONAL MOTION

## (57)Abstract:

PURPOSE: To eliminate the side pressure of a piston and reduce the vibration due to improvement of a balancing capacity and elimination of the unbalancing force by such a step that two connecting rods and a biaxial crankshaft are connected by symmetric links with respect to one piston.

CONSTITUTION: Two connecting rods are assembled to a piston 1 through a balancing member 3. The above balancing member 3 is connected to the piston 1 by a piston pin 2 in an upper bearing 4, and in a lower bearing 5, and connected to a small end 7 of connecting rods 6 by connecting pins 8. The above connecting rod 6 is provided with the forked small end 7 so that the rod 6 is suitable to be connected to the lower bearing 5 of the balancing member by a connecting pin 8. In addition, a large end 9 of the connecting rod is connected to the crank pin 11 of a crank-shaft 10. The above crank-shafts 10 form a pair by biaxes, and mesh each other by a gear 12 fixed coaxially, and make a symmetric reverse rotation.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—166159

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 H 21/18  
37/12

識別記号

庁内整理番号  
7812—3 J  
7812—3 J

⑭ 公開 昭和58年(1983)10月1日

発明の数 2  
審査請求 未請求

(全 5 頁)

⑮ 往復運動と回転運動との交換機構

⑯ 発明者 下野幸男

鹿児島市明和五丁目18—5

⑰ 特 願 昭57—50569

⑱ 出 願 人 下野幸男

⑲ 出 願 昭57(1982)3月27日

鹿児島市明和五丁目18—5

明 細 書

1. 発明の名称

往復運動と回転運動との交換機構

2. 特許請求の範囲

(1) (イ) 1個のピストン(1)に天びん材(3)を介して  
2本の連接棒(6)(6)を組合わせる。

(ロ) 天びん材(3)は、上部軸受(4)においてピストンピン(2)でピストン(1)と連接し、下部軸受(5)(5)において連接ピン(9)(9)で連接棒小端(7)(7)と連接する。

(ハ) 連接棒大端(9)(9)は、クランク軸(10)(10)のクランクピン(11)(11)と連接する。

(ニ) クランク軸(10)(10)は、2軸で一對とし、それぞれ同軸に固定された歯車(12)(12)でかみ合い、対称的な逆回転を行う。

このように構成し、ピストン(1)の往復運動を2軸のクランク軸(10)(10)の対称的な逆回転運動に、又はその反対に2軸のクランク軸(10)(10)の対称的な逆回転運動をピストン(1)の往復運動に変換する方式の往復運動と回転運動との

交換機構

(2) 中央上部にピストンピン(2)でピストン(1)と連接するための上部軸受(4)を、下部両脇に連接ピン(8)(8)で連接棒小端(7)(7)と連接するための下部軸受(5)(5)を有する天びん材(3)

(3) 天びん材(3)の下部軸受(5)を連接ピン(8)で連接するため、ふたまた状の小端(7)を有する連接棒(6)

3. 発明の詳細な説明

従来、ピストンを使用した往復運動機構の内燃機関、外燃機関(蒸気機関)、ポンプ又は圧縮機等においては、1個のピストンについて1本の連接棒及び1軸のクランク軸がリンクを連結形成する機構のものであつたので、ピストンの往復方向に作用する力Pは、連接棒方向の分力 $P_x$ とピストンの往復方向に直角な分力 $P_y$ とに分けられ、 $P_y$ はいわゆる側圧となつてピストンとシリンダーとの摩擦熱損失及び不釣合力による振動の原因になつていた。

この発明は、1個のピストンについて2本の連

棒及び2軸のクランク軸が対称的なリンクを連結形成する機構のものであり、それによつてピストン側圧を除去し、併せて平衡性能の向上及び不釣合力の除去による振動の低減を行い、もつて往復運動と回転運動との変換性能の向上をはかるものである。

図について説明すると、この発明は次のような機構のものである。

- (i) ピストン(1)に作用する往復方向の力 $P$ を、側圧を発生させることなく対称的に分力するため、1個のピストン(1)に天びん材(3)を介して2本の連接棒(6)(6)を組合わせる。
- (ii) 天びん材(3)は、中央上部にピストンピン(2)でピストン(1)と接続するため上部軸受(4)を、下部両脇に連接ピン(8)(8)で連接棒小端(7)(7)と接続するための下部軸受(5)(5)を有するものである。
- (iii) 天びん材(3)は、上部軸受(4)においてピストンピン(2)でピストン(1)と連結し、下部軸受(5)(5)において連接ピン(8)(8)で連接棒小端(7)(7)と

から第3の歯車によつて伝動することとできる。

歯車(12)(12)は、クランク軸(10)(10)相互又は連接棒大端(9)(9)相互の干渉を避けるため、クランク軸回転円よりむしろ大きなピッチ円を有するものであることを要するが、同時にはずみ車を兼用できるので、それに起因する重量の増加は無駄にはならない。

この発明のリンク機構においては、ピストンピン(2)の上死点(A)において連接棒(6)(6)はピストン(1)の中心線 $XX$ に対して角 $\alpha$ の傾きを有し、ピストンピン(2)の下死点(B)においては連接棒(6)(6)はピストン(1)の中心線 $XX$ に対して角 $\beta$ の傾きとなり、 $\beta$ が $\alpha$ の関係にあつて、ピストン1個によつて対称的な一対の偏りピストンクランク運動を行う。

クランク軸(10)(10)の回転方向を外廻りにするか内廻りにするかについては、いずれの方向をとつても良く、ピストン(1)が駆動体(内燃機関又は外燃機関)であるか受動体(ポンプ又は圧縮機)であるかによつて、効率の良い適当な方向をとることができる。クランク軸(10)(10)の回転方向が外廻りの

連接する。

- (ii) 連接棒(6)(6)は、連接ピン(8)(8)で天びん材下部軸受(5)(5)と接続するに適するよう、その実施態様としてふたまた状の小端(7)(7)を有する。
- (iii) 連接棒大端(9)(9)は、クランク軸(10)(10)のクランクピン(11)(11)と接続する。
- (iv) クランク軸(10)(10)は、2軸で一対とし、それぞれ同軸に固定された歯車(12)(12)でかみ合い、対称的な逆回転を行う。

本発明はこのようにして、ピストン(1)の往復運動を2軸のクランク軸(10)(10)の対称的な逆回転運動に、又はその反対に2軸のクランク軸(10)(10)の対称的な逆回転運動をピストン(1)の往復運動に変換するものである。

クランク軸(10)(10)から被駆動体へ(本機構が内燃機関又は外燃機関である場合)又は駆動体からクランク軸(10)(10)へ(本機構がポンプ又は圧縮機である場合)回転力を伝えるには、通常2軸のクランク軸(10)(10)のうちいずれか1軸を駆動軸として使用し、特別な場合は両軸駆動とする。又、歯車(12)(12)

場合は、ピストン(1)の往路(吸引又は膨張行程)においては、クランク軸(10)(10)の回転角は $\theta$ となり、その復路(圧縮又は排出行程)においては、クランク軸(10)(10)の回転角は $\delta$ となる。逆にクランク軸(10)(10)の回転方向が内廻りの場合は、ピストン(1)の往路(吸引又は膨張行程)においては、クランク軸(10)(10)の回転角は $\delta$ となり、その復路(圧縮又は排出行程)においては、クランク軸(10)(10)の回転角は $\theta$ となる。そしていずれの場合も $\theta < \delta$ の関係になる。

又、ピストンクランク機構において、従来の1ピストン1クランク方式と本発明の1ピストン2クランク方式とを比較し、ピストン側からの力の伝わり方を解析すれば、従来の方式においては、ピストン(1)に作用する力 $P$ は、A点において連接棒方向の分力 $P_1$ と側圧 $P_2$ とに分けられる。 $P_1$ は更にB点でクランク回転力 $P_3$ とクランク軸心方向の分力 $P_0$ に分けられ、 $P_3$ がクランク軸を回転する力として作用する。一方、本発明の方式においては、ピストン(1)に作用する力 $P$ は、A点においてC・

C方向の対称的な分力 $P_1$ ・ $P_2$ に分けられ、側圧の発生要因にはならない。 $P_1$ は次にC点で連接棒方向の分力 $P_3$ とそれに直角に天びん材(3)に作用する分力 $P_4$ とに分けられ、 $P_3$ は更にB点でクランク回転力 $P_5$ とクランク軸心方向の分力 $P_6$ とに分けられ、 $P_5$ がクランク軸を回転する力として作用する。このように、従来のピストンクランク機構においては、往復運動から変換される回転運動はピストン側圧を伴って片方から1方向のみに伝えられるのに比べ、本発明のピストンクランク機構においては、均等に振り分けられた2方向からピストン側圧を伴わず対称的に伝えられるという違いがある。

本発明においては、ピストン(1)は側圧を受けないので、従来側圧に耐えるために必要であつた程のピストンの側面積は必要でなくなり、ピストン直径に比べかなり高さの低い扁平状のもので足りるようになる。又、ピストン(1)のぶれを防ぐための案内面が必要であるとすれば、ピストンピン(2)を中心として左右両側をピストンリング(14)の近くまで切り欠き、前後に案内用のスカート(15)を有す

トン(1)、天びん材(3)及び連接棒(6)(6)など往復運動部分の重量を軽減するかということである。そのため、シリンダー口径 $d$ に比べストローク $s$ を可能な限り小さくする設計上の配慮のほか、それらの材質について検討が必要である。それらに適する材質としては、軽合金類のほか、殊に最近実用価値が認められつつある炭素繊維やニューセラミック等、軽くて丈夫ないわゆる新素材は充分注目し値すると考えられる。

本発明のように、ピストンクランク機構の中間に天びん材(3)を介在させたリンク機構においても、天びん材(3)及び連接棒(6)(6)が自由な不規則運動をするおそれはない。その理由は、2軸のクランク軸(10)(10)は歯車(12)(12)によって対称逆回転運動をするよう制御され、クランクピン(11)(11)は常に左右対称の位置にあることを義務づけられる。一方ピストンピン(2)はピストン(1)の中心線上を往復するよう規制される。従つてその両者を連接する左右同形の連接棒(6)(6)及び天びん材(3)は、それら自身が対称的な規則正しい運動をするよう制約を受けるか

る形状のピストン(1)を使用することもできる。それは一面ピストン(1)と天びん材(3)との干渉を防ぎ、併せてピストン重量を軽減し、往復運動体の慣性力を少なくするうえに効果がある。そのことは更に同様の目的でシリンダー(10)の長さをできるだけ短くし、シリンダー(10)の下端と天びん材(3)が干渉しない限度に天びん材(3)の高さを低くかつ軽くするうえにも有効である。

なお、この発明の機構においては、ピストン側圧が消滅する代りに、天びん材(3)という新たな構成要素の増加によつて、 $W_1$ (一定でない)が $W_2$ (連接棒の長さに等しい)より長くなり、その分だけ往復運動部分の重量が増加するという帰結は否めない。往復運動部分の重量の増加はとりまなおさずその部分の慣性力の増加を意味する。慣性力の増加は低速機構においては、シリンダー内圧力との相殺の効果もあり、さ程支障にはならないが、高速機構にとつては少なからぬ障害となる。従つて、この発明を高速機構に適用する場合において、考慮すべき課題の一つは、いかにしてピス

らである。

このような往復運動と回転運動との変換機構においては、慣性偶力の発生要因は消去され、不釣合の要因としては、往復運動部分即ちピストン(1)、天びん材(3)及び連接棒(6)(6)の往復運動による慣性力、シリンダー内における流体の圧力変化並びにクランク軸(10)(10)の不釣合重量が残るか、これらを相殺するには、その機構のサイクル数に応じて適宜必要な複数のシリンダーを配置すれば良い。

このようにしてこの発明は、ピストンクランク方式の往復運動と回転運動とのリンク機構において、理想的な平衡及び無振動機構を実現することができる。なお、現実的にはそれらの製作にあつて、往復運動部分各部の完全対称寸法及び完全釣合重量の実現は期し難いと考えられるので、それらの数差による微小な不釣合に起因する若干の不平衡及び振動は避け難いことを付記する。

このようなこの発明によると、従来の側圧によるピストンとシリンダーとの摩擦熱損失は著しく減少し、往復運動と回転運動との変換効率如何

上するので、エネルギーの消費殊に燃料消費量の減少という効果を期待できる。又広範な速度領域において平衡性が優れているので、振動が少なくなり運転が静かになる。

このようなこの発明の特性は、この機構を採用する車両、船舶その他の交通機関を始め、あらゆる設備、機器および装置において、技術的及び経済的有利性をもたらすのみでなく、人間工学的にも人類の福祉に貢献することができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は、この発明の正面図

第2図は、その××断面図

第3図は、シリンダーの数が4個ある場合の実施例におけるクランク軸の組合せ平面図

第4図は、ピストンの実施例を示す正面図

第5図は、天び人材の正面図

第6図は、そのYY断面図

第7図は、連接棒の正面図

第8図は、そのZZ断面図

13は、シリンダー

14は、ピストンリング

15は、スカート

Aは、ピストンピンの位置

A<sub>1</sub>は、上死点におけるピストンピンの位置

A<sub>2</sub>は、下死点におけるピストンピンの位置

Bは、クランクピンの位置

B<sub>1</sub>は、ピストンの上死点におけるクランクピンの位置

B<sub>2</sub>は、ピストンの下死点におけるクランクピンの位置

Cは、天び人材下部軸受の位置

C<sub>1</sub>は、ピストンの上死点における天び人材下部軸受の位置

C<sub>2</sub>は、ピストンの下死点における天び人材下部軸受の位置

Oは、クランク軸の中心

Pは、ピストンに作用する力

P<sub>1</sub>は、従来のピストンクランク機構において、連接棒方向に作用するPの分力

第9図は、従来のピストンクランク機構において、ピストン側からクランク軸へ力が伝わる場合における力の解析図

第10図は、この発明のピストンクランク機構において、ピストン側からクランク軸へ力が伝わる場合における力の解析図

第11図は、この発明のリンク機構図

1は、ピストン

1'は、実施例によるピストン

2は、ピストンピン

3は、天び人材

4は、天び人材上部軸受

5は、天び人材下部軸受

6は、連接棒

7は、連接棒小端

8は、連接ピン

9は、連接棒大端

10は、クランク軸

11は、クランクピン

12は、歯車

P<sub>1</sub>は、従来のピストンクランク機構において、ピストンの往復方向に直角に作用するPの分力(側圧)

P<sub>2</sub>は、従来のピストンクランク機構において、クランク円の切線方向に作用するP<sub>1</sub>の分力(クランク回転力)

P<sub>3</sub>は、従来のピストンクランク機構において、クランク軸心方向に作用するP<sub>2</sub>の分力

P<sub>4</sub>は、天び人材で分けられるC方向のPの分力

P<sub>5</sub>は、C点で連接棒方向に作用するP<sub>4</sub>の分力

P<sub>6</sub>は、C点で連接棒方向に直角に作用するP<sub>5</sub>の分力

P<sub>7</sub>は、クランク円の切線方向に作用するP<sub>6</sub>の分力(クランク回転力)

P<sub>8</sub>は、クランク軸心方向に作用するP<sub>7</sub>の分力

dは、シリンダー口径

sは、ストローク

hは、従来のピストンクランク機構におけるAとBとの距離

h<sub>1</sub>は、AとBとの距離

$\alpha$ は ピストンの上死点における中心線XXに

対する連接棒の傾斜角

$\beta$ は ピストンの下死点における中心線XXに

対する連接棒の傾斜角

$\theta$ は  $B_1$ から $B_2$ にいたる外廻りのクランク軸の

回転角

$\delta$ は  $B_1$ から $B_2$ にいたる内廻りのクランク軸の

回転角

